

**PRIORITY DOCUMENT**  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)



REC'D 26 OCT 2000  
WIPO PCT

DE 00102814

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung  
einer Patentanmeldung**

4

**Aktenzeichen:** 199 42 370.9  
**Anmeldetag:** 04. September 1999  
**Anmelder/Inhaber:** ROBERT BOSCH GMBH,  
Stuttgart/DE  
**Bezeichnung:** Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen  
mit einer Ringnut in der Düsennadel  
**IPC:** F 02 M 61/18

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 14. September 2000  
**Deutsches Patent- und Markenamt**  
**Der Präsident**  
Im Auftrag

Ebert

5 02.09.1999

Robert Bosch GmbH , 70469 Stuttgart

10 Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen mit einer Ringnut in der Düsennadel

Stand der Technik

15

Die Erfindung geht aus von einer Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen mit mindestens einem Spritzloch, mit einem Düsennadelsitz und mit einer Düsennadel.

20

Einspritzdüsen der gattungsgemäßen Art weisen vor allem im Teilhubbereich der Düsennadel eine große Streuung des Strömungswiderstands und damit auch der eingespritzten Kraftstoffmenge auf. In Folge dessen ist das Emissions- und Verbrauchsverhalten vieler der mit diesen Einspritzdüsen ausgerüsteten Brennkraftmaschinen nicht optimal.

30

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Einspritzdüse bereitzustellen, bei der die Streuung der Einspritzmenge im Teilhubbereich der Düsennadel bei verschiedenen Exemplaren einer Einspritzdüse gleicher Bauart verringert wird und somit das Verbrauchs- und Emissionsverhalten der mit der erfindungsgemäßen Einspritzdüse ausgerüsteten Brennkraftmaschinen verbessert wird.

35

Diese Aufgabe wird gelöst durch eine Einspritzdüse für

Brennkraftmaschinen mit mindestens einem Spritzloch, mit einem Düsennadelsitz und mit einer Düsennadel, wobei das dem Düsennadelsitz zugewandte Ende der Düsennadel eine Ringnut aufweist.

5

Die Ringnut in dem dem Düsennadelsitz zugewandten Ende der Düsennadel ist im Teilhubbereich der Düsennadel maßgeblich für die Drosselwirkung der Einspritzdüse. Da es möglich ist, Ringnuten mit großer Wiederholgenauigkeit zu fertigen, streut somit die Drosselwirkung der Einspritzdüse zwischen verschiedenen Exemplaren einer Einspritzdüse gleicher Bauart nur noch in sehr geringem Umfang. Aus diesem Grund kann durch Messen des Betriebsverhaltens einer erfindungsgemäßen Einspritzdüse das Betriebsverhalten aller anderen bauartgleichen Einspritzdüsen mit wesentlich größerer Genauigkeit vorhergesagt werden und die Steuerung des Einspritzvorgangs entsprechend optimiert werden.

10

15

20

Eine Variante einer erfindungsgemäßen Einspritzdüse sieht vor, dass der Düsennadelsitz kegelstumpfförmig ist, wodurch sich eine gute Dichtwirkung und eine gute Zentrierung der Düsennadel im Düsennadelsitz ergibt.

25

Bei einer anderen Ausführung der Erfindung beträgt der Kegelwinkel des Düsennadelsitzes  $60^\circ$ , so dass eine gute Dichtwirkung zwischen Düsennadel und Düsennadelsitz erzielt wird.

30

35

In Ergänzung der Erfindung ist das dem Düsennadelsitz zugewandte Ende der Düsennadel ein Kegel und ist der Kegelwinkel der Düsennadel bis zu einem Grad, vorzugsweise 15 - 30 Winkelminuten, größer als der Kegelwinkel des Düsennadelsitzes, so dass die Dichtfläche verkleinert und in den Bereich des größten Durchmessers der Düsennadel verlegt wird.

Bei einer Ausführungsform der Erfindung verläuft die Ringnut parallel zur Grundfläche des Kegels, so dass über den gesamten Umfang der Düsenadel gleiche Strömungsbedingungen herrschen.

5

Eine Variante sieht vor, dass an den Düsenadelsitz ein Sackloch anschließt, welches mindestens ein Spritzloch aufweist, so dass die Vorteile der erfindungsgemäßen Düsenadel auch bei Sackloch-Einspritzdüsen genutzt werden

10

können.

15

Bei einer Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass bei geschlossener Einspritzdüse der Abstand des Übergangs zwischen Sackloch und Düsenadelsitz vom Grund der Einspritzdüse und der Abstand der Ringnut vom Grund der Einspritzdüse im Wesentlichen gleich sind, so dass im Teilhubbereich der Düsenadel die Ringnut anstelle des Übergangs die Drosselwirkung der Einspritzdüse bestimmt.

20

Eine Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass die Breite der Ringnut 0,1 mm bis 0,3 mm, vorzugsweise 0,16 mm bis 0,24 mm beträgt, so dass über einen ausreichend großen Teilhubbereich die Ringnut maßgeblich für die Drosselwirkung der Einspritzdüse ist. Die Ringnut muss in jedem Fall so groß sein, dass nur die Vorderkante der Ringnut kurzzeitig drosselt.

25

Bei einer anderen Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Tiefe der Ringnut 0,02 mm bis 0,2 mm, vorzugsweise 0,08 mm bis 0,14 mm beträgt, so dass das Volumen der Ringut klein bleibt und somit auch die Menge des Kraftstoffs, die bei abgestellter Brennkraftmaschine verdunstet, klein bleibt. Trotzdem erfolgt eine ausreichende Beeinflussung der Drosselwirkung der Einspritzdüse durch die Ringnut.

30

35

Bei einer weiteren Ausführungsform der Erfindung ist das Sackloch konisch, so dass das Teillastverhalten von konischen Sackloch-Einspritzdüsen verbessert wird.

5 In Ergänzung der Erfindung ist vorgesehen, das Sackloch zylindrisch auszuführen, so dass auch das Teillastverhalten von zylindrischen Sackloch-Einspritzdüsen verbessert wird.

10 Eine andere Ausführungsform sieht vor, dass das Sackloch ein Minisackloch oder ein Mikrosackloch ist, so dass die erfindungsgemäßen Vorteile auch bei diesen Einspritzdüsen nutzbar sind.

15 Eine erfindungsgemäße Variante sieht vor, dass der Düsennadelsitz mindestens ein Spritzloch aufweist, so dass die Vorteile der erfindungsgemäßen Düsennadel auch bei Sitzloch-Einspritzdüsen genutzt werden können. Bei 20 Sitzloch-Einspritzdüsen tritt bisweilen auch das Problem auf, dass, aufgrund mangelhafter Zentrierung der Düsennadel bezüglich des Düsennadelsitzes, der an den über den Umfang 25 verteilten Spritzlöchern anliegende Druck des Kraftstoffs nicht gleich ist, was zu ungünstigen Bedingungen bei der Einspritzung fphren kann. Durch die Ringnut kann ein Druckausgleich zwischen den Spritzlöchern erfolgen, so dass sich die mangelhafte Zentrierung der Düsennadel nicht negativ auf die Einspritzbedingungen auswirkt.

30 Bei einer weiteren Variante ist vorgesehen, dass bei geschlossener Einspritzdüse der Abstand des Durchstoßpunkts der Längsachse des oder der Spritzlöcher durch den Düsennadelsitz vom Grund der Einspritzdüse und der Abstand 35 der Ringnut vom Grund der Einspritzdüse im Wesentlichen gleich sind, so dass im Teilhubbereich der Düsennadel die Ringnut anstelle des Übergangs vom Düsennadelsitz in das Spritzloch die Drosselwirkung der Einspritzdüse bestimmt.

Bei einer Ausführungsform der Erfindung ist die Breite der Ringnut größer, vorzugsweise eineinhalb mal größer als der Durchmesser des oder der Spritzlöcher, so dass die Drosselwirkung der Einspritzdüse über einen ausreichend großen Teilhubbereich von der Ringnut beeinflusst wird.

Bei anderen Ausgestaltungen der Erfindung ist vorgesehen, dass die Tiefe der Ringnut kleiner als die Breite der Ringnut ist oder dass die Tiefe der Ringnut 0,02 mm bis 0,1 mm, vorzugsweise 0,04 mm bis 0,07 mm beträgt, so dass das Volumen der Ringnut klein bleibt und trotzdem eine ausreichende Beeinflussung der Drosselwirkung der Einspritzdüse durch die Ringnut erfolgt.

15 Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der nachfolgenden Beschreibung, der Zeichnung und den Ansprüchen entnehmbar.

20 Ein Ausführungsbeispiel des Gegenstands der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und im Folgenden näher beschrieben. Es zeigen:

25 Figur 1: einen Querschnitt durch eine erfindungsgemäße Sackloch-Einspritzdüse;

Figur 2: eine Kennlinie des hydraulischen Durchmessers einer erfindungsgemäßen Sackloch-Einspritzdüse über dem Hub der Düsenadel;

30 Figur 3: einen Querschnitt durch eine erfindungsgemäße Sitzloch-Einspritzdüse und

Figur 4: eine Kennlinie des hydraulischen Durchmessers einer erfindungsgemäßen Sitzloch-Einspritzdüse über dem Hub der Düsenadel.

35 In Figur 1 ist eine Einspritzdüse 1 mit einem konischen Sackloch 2 dargestellt. Das Sackloch 2 kann auch zylindrisch sein oder es kann sich um eine Mini- oder

Mikro-Sackloch 2 handeln. Bei letztgenannten ist das Volumen des Sacklochs 2 gegenüber der in Figur 1 dargestellten Bauart verringert. Dadurch verdunstet bei abgestellter Brennkraftmaschine weniger Kraftstoff in den

5 Brennraum.

Über ein Spritzloch 3 gelangt der nicht dargestellte Kraftstoff aus dem Sackloch 2 in den ebenfalls nicht dargestellten Brennraum. An das konische Sackloch 2 schließt sich ein kegelstumpfförmiger Düsennadelsitz 4 an. Der Düsennadelsitz 4 kann einen Kegelwinkel von 60° haben.

An dem Düsennadelsitz 4 liegt eine Düsennadel 5 auf. In  
15 Figur 1 ist deutlich zu erkennen, dass der Kegelwinkel der Düsennadel 5 größer als der Kegelwinkel des Düsennadelsitzes 4 ist. Dadurch liegt die Kontaktzone 6 zwischen Düsennadel 5 und Düsennadelsitz 4 im Bereich des größten Durchmessers der Düsennadel 5 und die  
20 Flächenpressung zwischen Düsennadel 5 und Düsennadelsitz 4 wird erhöht. Die Differenz der Kegelwinkel von Düsennadel 5 und Düsennadelsitz 4 ist in Figur 1 übertrieben dargestellt. In der Regel ist die o. g. Differenz kleiner als 1 Grad und bewegt sich im Bereich von wenigen  
25 Winkelminuten.

Der Übergang zwischen Sackloch 2 und Düsennadelsitz 4 nach dem Stand der Technik ist eine Kante 7, die beim Schleifen des Düsennadelsitzes 4 entsteht. Je nach Art der  
30 Bearbeitung kann die Kante 7 ein scharfer Grat oder eine glatte Kante sein. Der Strömungswiderstand der Kante 7 wird wesentlich von der Beschaffenheit derselben beeinflusst.

Eine in die Düsennadel 5 eingestochene oder geschliffene  
35 Ringnut 8 verringert den Einfluss der Kante 7 auf den Strömungswiderstand der Einspritzdüse 1. Der Abstand der

Ringnut 8 von einem Grund 9 der Einspritzdüse 1 ist etwa gleich groß wie der Abstand von dem Grund 9 der Einspritzdüse 1 und der Kante 7. Dadurch wird, unabhängig vom Hub der Düsenadel 5, die Drosselwirkung der Einspritzdüse 1 nicht oder zumindest nicht nennenswert von der Geometrie der Kante 7 beeinflusst. Dieser Effekt beruht darauf, dass, wegen des im Vergleich zu dem Ringspalt zwischen Düsenadelsitz 4 und dem Kegel der Düsenadel 5 großen hydraulischen Durchmessers des Ringspalts zwischen 5 Ringnut 8 und Kante 7, der Stömungswiderstand in dem letzgenannten Ringspalt geringer ist als der des 10 erstgenannten Ringspalts. Da beide Strömungswiderstände in Reihe geschaltet sind, ist für den Strömungswiderstand der gesamten Einspritzdüse im Wesentlichen der kleinste 15 Einzelwiderstand maßgeblich.

Die Folgen der Streuung des Strömungswiderstands von Einspritzdüsen 1 im Bereich der Kante 7 werden anhand des in Figur 2 dargestellten Diagramms veranschaulicht. In 20 Figur 2 ist der hydraulische Durchmesser 11 einer Sackloch-Einspritzdüse 1 über dem Düsenadelhub 10 qualitativ aufgetragen. Der hydraulische Durchmesser 11 ist eine Größe mittels derer beliebige durchströmte Querschnitte 25 hinsichtlich ihres Strömungswiderstands vergleichbar gemacht werden. Als Bezugsgröße dient der Strömungswiderstand eines Rohrs mit kreisförmigem Querschnitt. Ein Querschnitt mit großem hydraulischen Durchmesser hat einen geringen Strömungswiderstand und umgekehrt.

30 In Figur 2 wurde der Düsenadelhub 10 in zwei Bereiche eingeteilt. Ein erster Bereich erstreckt sich von Null bis "a", der zweite, nachfolgend als Teilhubbereich bezeichnete Bereich erstreckt sich von "a" bis "b". Bei "c" ist der 35 volle Düsenadelhub erreicht.

Wenn eine geschlossene Einspritzdüse 1, bei der die Düsennadel 5 auf dem Düsennadelsitz 4 aufliegt, geöffnet wird, ergibt sich bei sehr kleinem Düsennadelhub 10 im Bereich der Kontaktzone 6 ein sehr schmaler Spalt, durch den der unter Druck stehende Kraftstoff in das Sackloch 2 strömen kann. Dieser sehr schmale Spalt bestimmt den Strömungswiderstand der Einspritzdüse 1 maßgeblich und legt damit auch den hydraulischen Durchmesser 11 fest. Da der Strömungswiderstand dieses sehr schmalen Spalts groß ist, ist der hydraulische Durchmesser 11 der Einspritzdüse 1 bei sehr kleinem Düsennadelhub 10 sehr klein.

Im Teilhubbereich zwischen "a" und "b" wird der Strömungswiderstand von Einspritzdüsen 1 nach dem Stand der Technik maßgeblich von der Kante 7 zwischen Düsennadelsitz 4 und Sackloch 2 bestimmt. Damit ist die Kante 7 im Teilhubbereich auch für den hydraulischen Durchmesser der Einspritzdüse 1 von großer Bedeutung. Das bedeutet, dass Änderungen in der Geometrie der Kante 7 Änderungen des hydraulischen Durchmessers 11 zur Folge haben. Im Bereich des vollen Düsennadelhubs "c" ist das Spritzloch 3 der Einspritzdüse 1 maßgeblich für den hydraulischen Durchmesser der Einspritzdüse 1.

Gemäß dem vorstehend Gesagten führen Streuungen in der Geometrie der Kante 7 zu einer Änderung der Kennlinie 12 der Einspritzdüse 1 vor allem im Teilhubbereich zwischen "a" und "b".

In Figur 2 sind Kennlinien 12 und 13 einer Einspritzdüse 1 nach dem Stand der Technik und eine Kennlinie 14 einer erfindungsgemäßen Sackloch-Einspritzdüse 1 dargestellt. Bei der Einspritzdüse 1 nach dem Stand der Technik weist die Düsennadel 5 keine Ringnut auf. Wegen der oben beschriebenen Streuungen in der Geometrie der Kante 7, streuen auch die Kennlinien verschiedener Exemplare

bauartgleicher Einspritzdüsen 1, insbesondere im Teilhubbereich. Dies ist durch die Abweichungen der Kennlinien 12 und 13 voneinander in Fig. 2 veranschaulicht.

5 Die Kennlinie 14 repräsentiert eine erfindungsgemäße Einspritzdüse bei der vor allem im Teilhubbereich die Drosselwirkung der Kante 7 nicht zum Tragen kommt, da der Kraftstoff in die Ringnut 8 ausweichen kann. In Folge dessen ist der hydraulische Durchmesser 11 der erfindungsgemäßen Einspritzdüse 1 im Teilhubbereich größer als der von Einspritzdüsen 1 nach dem Stand der Technik.

10 Vor allem aber streuen die Kennlinien 14 verschiedener Exemplare bauartgleicher erfindungsgemäßer Einspritzdüsen 1, insbesondere im Teilhubbereich sehr viel weniger, da die Geometrie der Ringnut 8 mit großer Wiederholgenauigkeit

15 gefertigt werden kann.

Bei in Serie gefertigten Brennkraftmaschinen wird das Kennfeld der Brennkraftmaschine und des zugehörigen Einspritzsystems anhand eines oder mehrerer ausgewählter Testexemplare durch Messungen ermittelt. Die solcherart ermittelten Kennfelder werden allen bauartgleichen Einspritzsystemen zugrundegelegt.

25 Im Folgenden wird angenommen, dass die Kennlinie 12 eine gemessene Kennlinie ist, und dass diese Kennlinie 12 in dem Steuergerät des Einspritzsystems abgespeichert ist. Weiter wird unterstellt, dass eine der Serienfertigung entnommene Einspritzdüse 1 die Kennlinie 13 hat. Wenn nun die Einspritzdüse 1 mit der Kennlinie 13 mit einem Steuergerät zusammenwirkt, in dem die Kennlinie 12 abgespeichert ist, dann stimmt die tatsächliche Einspritzmenge im Teilhubbereich der Einspritzdüse 1 mit der Kennlinie 13 nicht mit der bei den Testexemplaren gemessenen optimalen Einspritzmenge gemäß der Kennlinie 12 überein, so dass die Leistung und/oder das Emissionsverhalten der

Brennkraftmaschine verschlechtert wird.

Bei den erfindungsgemäßen Einspritzdüsen 1 streuen die Kennlinien 14 nur in sehr geringen Maße, so dass bei allen mit erfindungsgemäßen Einspritzdüsen 1 ausgerüsteten Brennkraftmaschinen die Übereinstimmung zwischen der im Steuergerät abgespeicherten Kennlinie 14 und den Kennlinien 14 der eingebauten Einspritzdüsen 1 deutlich verbessert wird. Die Übereinstimmung kann, verglichen mit der Streuung bei Einspritzdüsen 1 nach dem Stand der Technik, beispielsweise um den Faktor 2 bis 3 verbessert werden. In Folge dessen entspricht die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmenge genau der von dem Steuergerät vorgegebenen Einspritzmenge und das Verbrauchs- und Emissionsverhalten der Brennkraftmaschine ist optimal.

In Fig. 3 ist eine erfindungsgemäße Einspritzdüse 1 mit als Sitzlöchern ausgebildeten Spritzlöchern 3 dargestellt. Die Bezugszahlen entsprechen den in Fig. 1 verwandten. Der wesentliche Unterschied besteht darin, dass im Teilhubbereich anstelle der Kante 7 der Übergang 15 zwischen Düsennadelsitz 4 und Spritzlöchern 3 maßgeblich für den Strömungswiderstand der Einspritzdüse 1 ist. Die erfindungsgemäße Ringnut 8 ist bei Sitzloch-Einspritzdüsen auf Höhe der Spritzlöcher 3 angeordnet, so dass der Einfluss des Übergangs 15 zwischen Düsennadelsitz 4 und Spritzlöchern 3 auf den Strömungswiderstand der Einspritzdüse stark reduziert wird. Der Abstand der Ringnut 8 von dem Grund 9 der Einspritzdüse 1 ist etwa gleich groß wie der Abstand von dem Grund 9 der Einspritzdüse 1 und einem Durchstoßpunkt 16 der Längsachse des Spritzlochs 3 und dem Düsennadelsitz 4. Dadurch wird, unabhängig vom Hub der Düsennadel 5, die Drosselwirkung der Einspritzdüse 1 nicht oder zumindest nicht nennenswert von der Geometrie des Übergangs 15 beeinflusst.

In Fig. 4 sind die Kennlinie 12 einer Einspritzdüse 1 nach dem Stand der Technik und die Kennlinie 14 einer erfindungsgemäßen Sitzloch-Einspritzdüse 1 dargestellt.

5 Für die erfindungsgemäßen Sitzloch-Einspritzdüsen gilt das bezüglich der Sackloch-Einspritzdüsen oben gesagte mit den erwähnten Unterschieden entsprechend.

10 Alle in der Beschreibung, den nachfolgenden Ansprüchen und der Zeichnung dargestellten Merkmale können sowohl einzeln als auch in beliebiger Kombination miteinander erfindungswesentlich sein.

5 02.09.1999

Robert Bosch GmbH , 70469 Stuttgart

Ansprüche

10 1. Einspritzdüse (1) für Brennkraftmaschinen mit  
mindestens einem Spritzloch (3), mit einem Düsennadelsitz  
(4) und mit einer Düsennadel (5), dadurch gekennzeichnet,  
dass das dem Düsennadelsitz (4) zugewandte Ende der  
Düsennadel (5) eine Ringnut () aufweist.

15 2. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 1, dadurch  
gekennzeichnet, dass der Düsennadelsitz (4)  
kegelstumpfförmig ist.

20 3. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 2, dadurch  
gekennzeichnet, dass der Kegelwinkel des Düsennadelsitzes  
(4) etwa  $60^\circ$  beträgt.

25 4. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 2 oder 3,  
dadurch gekennzeichnet, dass das dem Düsennadelsitz (4)  
zugewandte Ende der Düsennadel (5) ein Kegel ist, und dass  
der Kegelwinkel der Düsennadel (5) bis zu etwa einem Grad,  
vorzugsweise 15 bis 30 Winkelminuten, größer als der  
Kegelwinkel des Düsennadelsitzes (4), ist.

30 5. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 2 bis 4,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Ringnut (8) parallel zur  
Grundfläche des Kegels verläuft.

35 6. Einspritzdüse (1) nach einem der vorhergehenden  
Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass an den

Düsennadelsitz (4) ein Sackloch (2) anschließt, welches mindestens ein Spritzloch (3) aufweist.

7. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass bei geschlossener Einspritzdüse (1) der Abstand des Übergangs (7) zwischen Sackloch (2) und Düsennadelsitz (4) vom Grund (9) der Einspritzdüse (1) und der Abstand der Ringnut (8) vom Grund (9) der Einspritzdüse (1) im Wesentlichen gleich sind.

10

8. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Breite der Ringnut (8) etwa 0,1 mm bis 0,3 mm, vorzugsweise etwa 0,16 mm bis 0,24 mm beträgt

15

9. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Tiefe der Ringnut (8) etwa 0,02 mm bis 0,2 mm, vorzugsweise etwa 0,08 mm bis 0,14 mm beträgt

20

10. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 6 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Sackloch (2) konisch ist.

25

11. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 6 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass das Sackloch (2) zylindrisch ist.

30

12. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 6 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Sackloch (2) ein Mini-Sackloch oder ein Mikro-Sackloch ist.

35

13. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Düsennadelsitz (4) mindestens ein Spritzloch (3) aufweist.

35

14. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass bei geschlossener Einspritzdüse (1)

der Abstand des Durchstoßpunkts (16) der Längsachse des  
oder der Spritzlöcher (3) durch den Düsennadelsitz (4) vom  
Grund (9) der Einspritzdüse (1) und der Abstand der Ringnut  
(8) vom Grund (9) der Einspritzdüse (1) im Wesentlichen  
gleich sind.

5

15. Einspritzdüse (1) nach Anspruch 13 oder 14, dadurch  
gekennzeichnet, dass die Breite der Ringnut (8) größer,  
vorzugsweise etwa eineinhalb mal größer als der Durchmesser  
10 des oder der Spritzlöcher (3) ist.

10

16. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 13 bis 15,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Tiefe der Ringnut (8)  
kleiner als die Breite der Ringnut (8) ist.

15

17. Einspritzdüse (1) nach einem der Ansprüche 13 bis 16,  
dadurch gekennzeichnet, dass die Tiefe der Ringnut (8) etwa  
0,02 mm bis 0,1 mm, vorzugsweise etwa 0,04 mm bis 0,07 mm  
beträgt

20

5 02.09.1999

Robert Bosch GmbH , 70469 Stuttgart

10 Einspritzdüse für Brennkraftmaschinen mit einer Ringnut in  
der Düsennadel

Zusammenfassung

15

Es wird eine Einspritzdüse (1) vorgeschlagen bei der die Düsennadel (5) eine Ringnut (8) im Bereich des Übergangs (7) zwischen Sackloch (2) und Düsennadelsitz (4) aufweist. Bei Sitzloch-Einspritzdüsen befindet sich die Ringnut (8) im Bereich des oder der Spritzlöcher (3). Durch die Ringnut (8) verringert sich die Toleranz des Strömungswiderstands der Einspritzdüse (1) bei Teilhub der Düsennadel (5) und ermöglicht so eine genauere Bemessung der eingespritzten Kraftstoffmenge. (Figur 1)

25

1 / 2

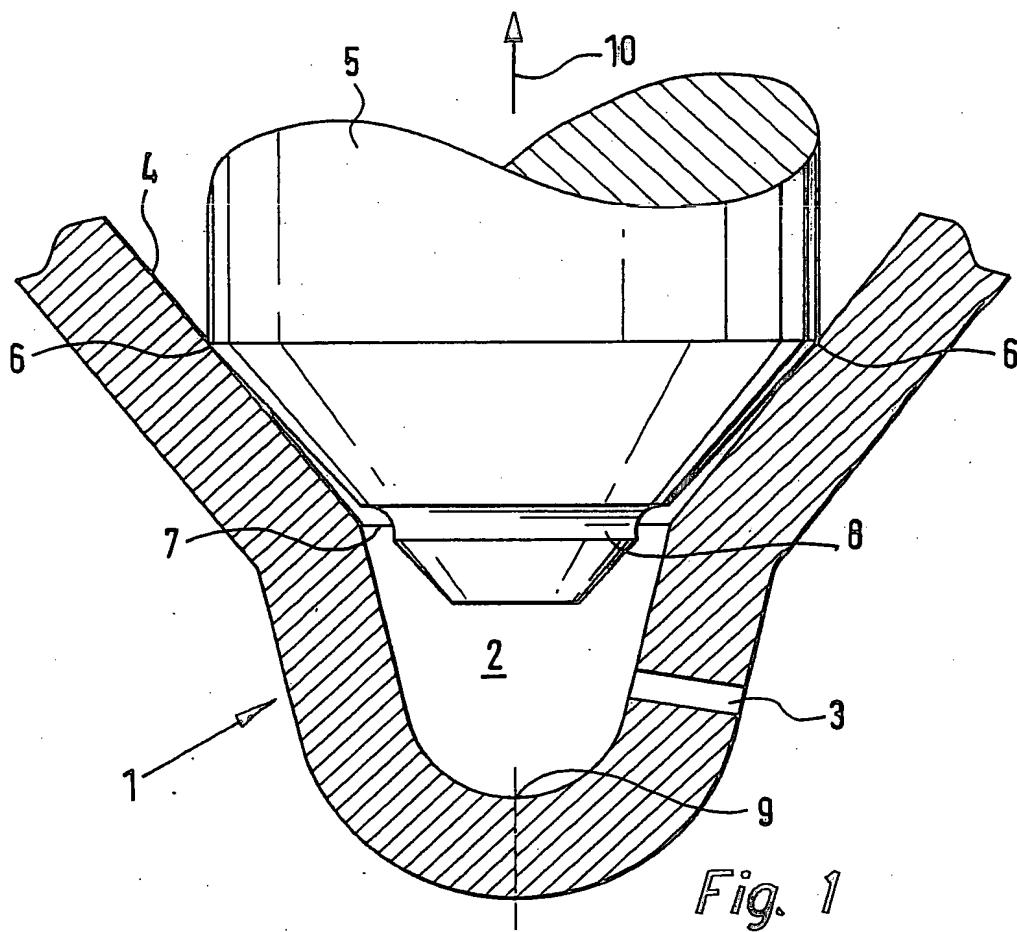


Fig. 1

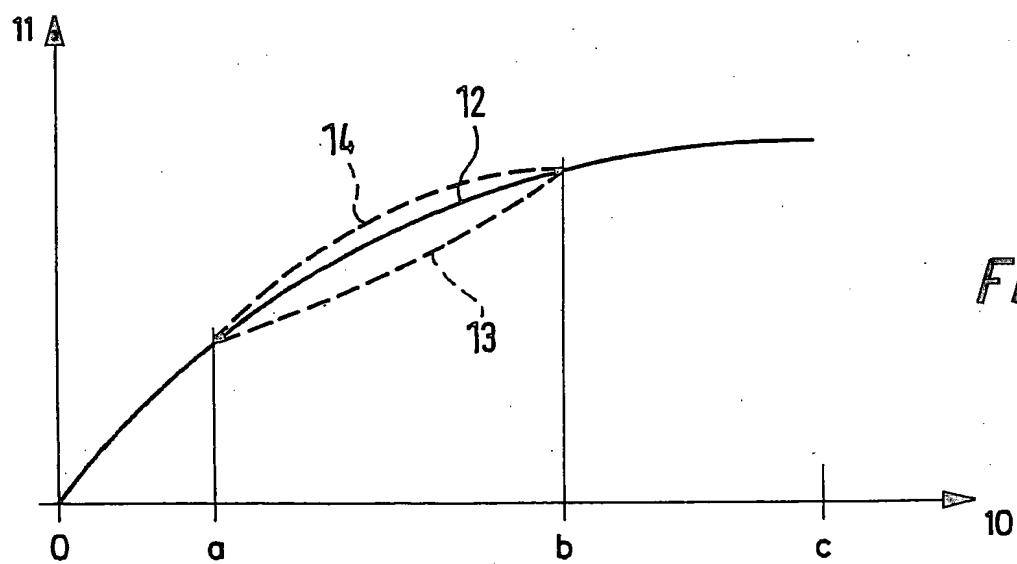


Fig. 2

2 / 2

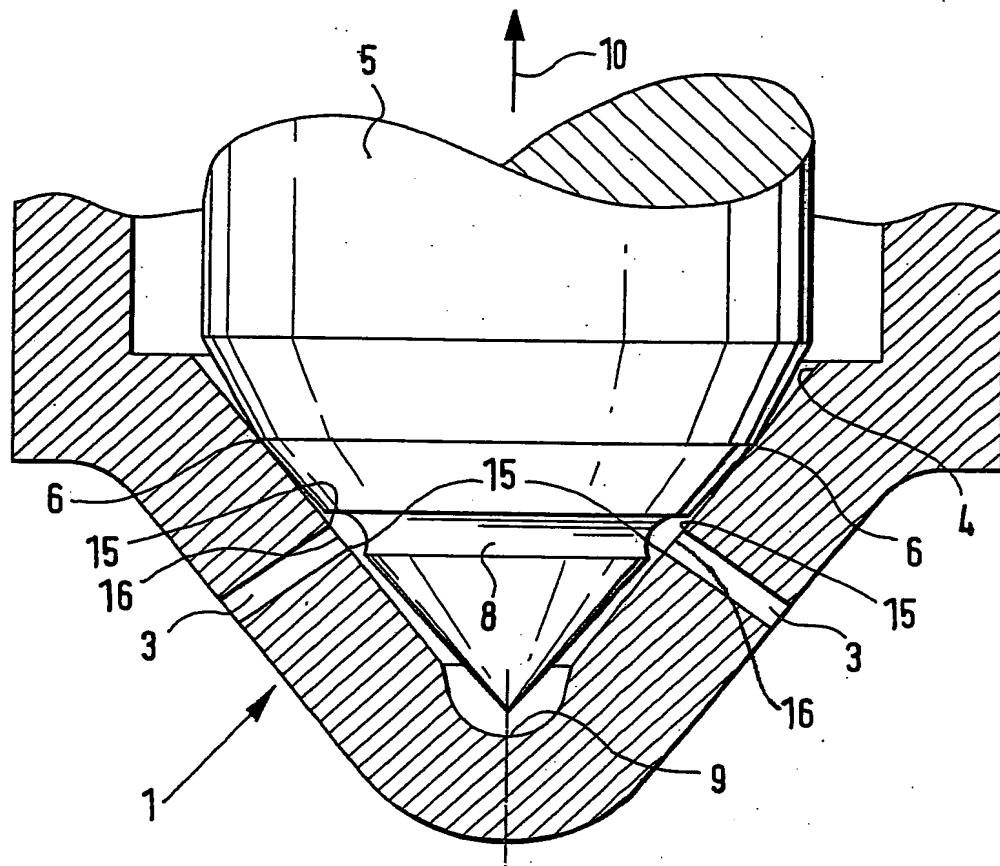


Fig. 3

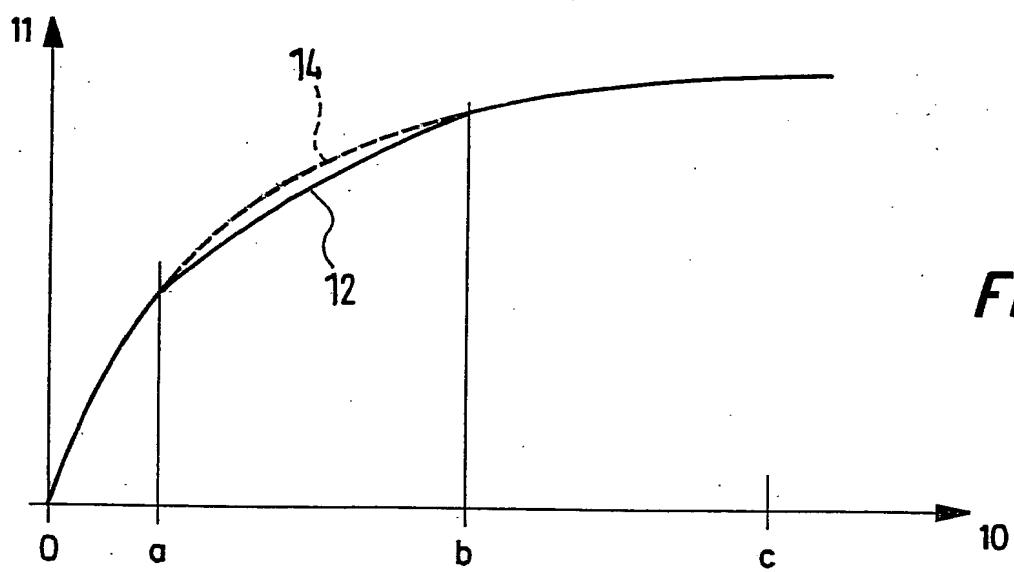


Fig. 4